

Vibrations induites par le frottement : sensibilité aux paramètres de contrôle

A. Elmaian^{a,b}, J.-M. Duffal^a, F. Gautier^b, C. Pezerat^b, J. Gilbert^b

a. Renault SAS, Direction de la Recherche, des Etudes Avancées et des Matériaux, TCR AVA 1 63,
1 Avenue du Golf, 78288 Guyancourt, France

b. Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Maine, UMR CNRS 6613, Avenue Olivier Messiaen,
72085 Le Mans Cedex 9, France

Résumé :

Le grincement est un bruit induit par le frottement dont la nature fugace est très souvent mise en avant expérimentalement. Cet article présente l'étude menée sur un modèle de principe, contenant deux masses en contact frottant et obtenu suite à l'évolution du modèle classique de stick-slip par une démarche de complexité croissante. Alors que l'étude temporelle menée sur ce modèle permet de mettre en évidence l'extrême sensibilité du grincement vis-à-vis des paramètres de contrôle, l'étude modale permet de comprendre l'origine de cette sensibilité grâce au concept d'instabilité par couplage modal.

Abstract :

Squeak is a friction-induced noise whose fugitive nature is often experimentally highlighted. This paper deals with the study led on a model of principle, including two masses in frictional contact and obtained from the classical stick-slip model evolution with increasing complexity. While temporal study led on the model permits to highlight the high sensitivity of the squeak towards control parameters, modal analysis permits to understand the origin of this sensitivity thanks to the mode-coupling instability concept.

Mots clefs : Cycle limite, Coalescence, Grincement

1 Introduction

Le frottement est de nos jours un phénomène qui n'est pas encore totalement connu et maîtrisé. Sa complexité réside en partie dans le fait qu'il peut avoir des conséquences nombreuses ([1]) telles que l'usure, la dissipation d'énergie, la déformation des corps, les vibrations ou encore le bruit. De plus, ses conséquences sont extrêmement sensibles à la moindre variation des paramètres d'environnement et de conception, ajoutant ainsi des difficultés supplémentaires à sa compréhension. Les conséquences vibratoires et acoustiques du frottement ne dérogent pas à ce constat, comme en témoigne le caractère fugace des bruits de grincement ou crissement rencontrés quotidiennement. Dans cet article, un banc d'essai générant du grincement est tout d'abord présenté. Ce banc permet de mettre en avant la sensibilité du grincement à divers paramètres de conception et d'environnement. Des études numériques appliquées à un modèle de principe sont ensuite présentées. Les résultats des simulations permettent d'apporter des éléments de réponse quant à la nature fugace du grincement et sa sensibilité vis-à-vis des paramètres de conception.

2 Mise en avant de la sensibilité par une approche expérimentale

2.1 Présentation du banc d'essai de grincement

Un dispositif expérimental a été réalisé de manière à observer des bruits de grincement entre des structures aux géométries simples. Ce dispositif, présenté en figure 1, est constitué d'une plaque encastrée sur l'un des bords et sur laquelle est positionnée une pièce appelée frotteur. Un profil de vitesse

sinusoïdal est imposé à ce frotteur par l'intermédiaire d'un pot vibrant. Un microphone est placé à proximité de la zone de contact de manière à relever la pression acoustique rayonnée. Il est à noter que le frotteur utilisé est un joint en caoutchouc issu d'un système automobile de lécheur de vitre.

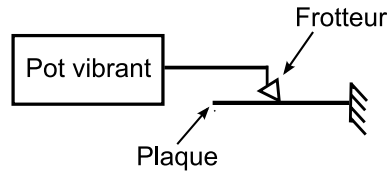


FIG. 1 – Banc d'essai de grincement

2.2 Illustration expérimentale

Diverses études de sensibilité ont été menées. Celles-ci ont permis de mettre en évidence la sensibilité du grincement à la vitesse d'excitation, au préchargement, à l'angle d'incidence ou encore à la température. Des configurations bruyantes et non-bruyantes sont observées. Parmi les configurations bruyantes, on observe une diversité du grincement en termes de fréquence, de niveau mais aussi d'évolution temporelle. La figure 2 montre la pression acoustique rayonnée pour trois configurations dont les vitesses imposées, les préchargements et les angles d'incidence diffèrent. En figure 2.a, aucun grincement n'est émis, la pression acoustique correspond alors au bruit environnant. En figure 2.b, on observe une augmentation des niveaux de pression lors des phases aller du frotteur. Les niveaux atteignent leur amplitude maximale lorsque la vitesse imposée au frotteur par le pot vibrant est maximale. Ensuite, les niveaux de pression décroissent en même temps que la vitesse imposée. Le bruit émis lors de la phase aller est un bruit s'apparentant à du crissement. Enfin, le frotteur entame sa phase retour et aucun bruit n'est alors émis. En figure 2.c, on observe également que les niveaux de pression s'amplifient lors des phases aller du frotteur, en revanche ils ne s'amplifient pas de manière continue. La réponse est saccadée dans le temps et traduit davantage un bruit de grincement, dont le contenu spectral n'est pas aussi constant que pour le crissement.

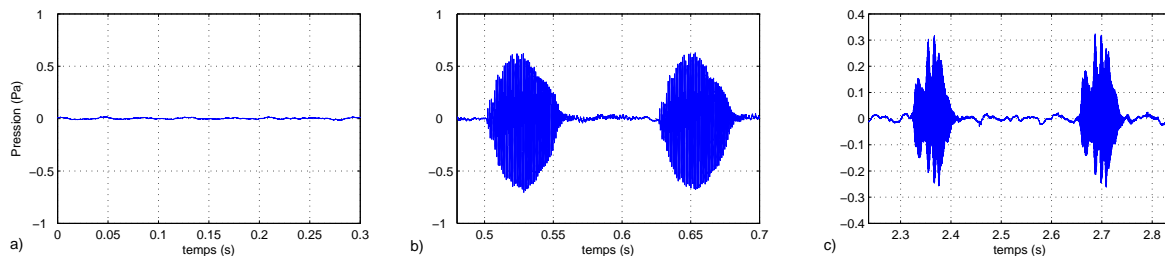


FIG. 2 – Pression acoustique mesurée dans trois configurations expérimentales différentes

Ces différents cas de figure mettent en avant la nature fugace du grincement ainsi que sa sensibilité vis-à-vis des paramètres de conception du système.

3 Mise en avant de la sensibilité par une approche numérique

3.1 Présentation du système

Un modèle de principe est étudié afin de retrouver et d'expliquer les sensibilités du grincement vis-à-vis des paramètres de conception observés expérimentalement. Habituellement dans la littérature sur les bruits induits par le frottement, on retrouve des concepts tels que le stick-slip ou le couplage modal. Ces concepts permettent notamment d'expliquer l'origine des sons de violon ([1],[2]) et des crissements de frein ([4],[5]). En revanche, ils ne sont étudiés que de manière indépendante, alors que réellement, rien ne les empêche de se coupler. Le modèle de principe présente donc l'avantage de fédérer les concepts de stick-slip et de couplage modal. Ainsi, il contient la physique suffisante à l'explication

des bruit de grincement et permet, de par sa taille, des études aussi bien modales que temporelles peu coûteuses en temps de calcul.

Le système étudié est un modèle masse-ressort à trois degrés de liberté, présenté en figure 3. Il a été obtenu suite à l'évolution, par une démarche de complexité croissante, du modèle de stick-slip à un degré de liberté ([3]). Ce système peut être vu comme représentant le contact entre un frotteur et une plaque si l'on considère la masse 1 et les raideurs k_{1i} et k_{1j} comme étant le frotteur et ses raideurs en traction-compression et en flexion, et si l'on représente le mode de flexion de la plaque par la masse 2 et la raideur k_{2y} . Un préchargement initial des deux masses est assuré par les différentes raideurs du système. Une vitesse V est imposée à la masse 2 dans la direction x , celle-ci entraînant alors la masse 1 lors de son déplacement par l'effet du frottement. Les efforts de contact normal F_N et tangentiel F_T sont alors définis. Des pertes sont également introduites par l'intermédiaire des amortissements c_{1i} , c_{1j} et c_{2y} . Enfin, l'angle d'incidence α du frotteur sur la plaque est défini comme étant l'angle formé par les axes x et i .

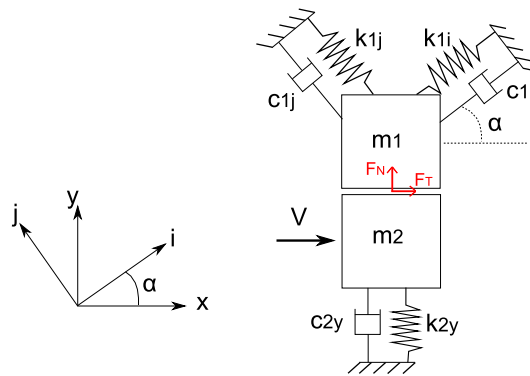


FIG. 3 – Modèle de principe à 3 degrés de liberté

3.2 Analyse de stabilité linéaire

3.2.1 Présentation du calcul d'instabilités par couplage modal

Cette étude consiste en une analyse aux valeurs propres complexes du système linéarisé autour d'une position d'équilibre glissant. La linéarisation impose que le système se trouve constamment en état de glissement, les éventuels états d'adhérence et de décollement ne sont pas considérés. Ainsi, seul un coefficient de frottement dynamique est utilisé. Il est à noter que le système, présentant initialement trois degrés de liberté, ne comprend plus que deux degrés de liberté à cause de l'équation de liaison au contact imposée par la linéarisation. Quatre valeurs propres complexes conjuguées deux à deux sont déterminées. Seules les deux ayant une signification physique sont étudiées, chacune d'entre elles étant associée à l'un des modes du système. Ces valeurs propres peuvent être décomposées en une partie réelle, traduisant la vitesse de croissance ou de décroissance de la réponse avec le temps, et une partie imaginaire, correspondant à la pulsation du mode. Si la partie réelle de l'un des modes est positive, ce mode est considéré comme instable, entraînant une divergence de la réponse de manière exponentielle. On parle alors d'instabilité par couplage modal.

3.2.2 Sensibilité aux paramètres de conception

La figure 4 montre l'évolution des parties réelle et imaginaire avec divers paramètres de contrôle, tels que le coefficient de frottement μ_d , l'angle d'incidence α ou encore la raideur en traction-compression k_{1i} du frotteur. En figure 4.a, on constate que pour de faibles coefficients de frottement, le système est stable car les parties réelles sont inférieures ou égales à zéros. Les deux modes ont alors deux fréquences distinctes. En revanche, à partir d'un certain coefficient de frottement, la partie réelle de l'un des deux modes devient positive, entraînant une instabilité du système, qui se traduit potentiellement en bruit de grincement. A ce moment, les deux modes ne possèdent qu'une seule et même fréquence. Ce phénomène est appelé « coalescence ». Si l'influence du coefficient de frottement est très largement

étudiée dans la littérature ([3],[4]), celle des autres paramètres de conception l'est beaucoup moins. La figure 4.c montre la sensibilité du comportement vibratoire du système vis-à-vis de l'angle d'incidence. En observant l'évolution des parties réelles, on remarque que le système diverge si l'angle d'incidence entre le frotteur et la plaque est compris dans une certaine plage allant de $63,4^\circ$ à 85° , ce qui peut avoir comme conséquence un bruit de grincement. En dehors de cette zone, le système répond différemment et n'entraîne aucun bruit. Il est à noter que ce résultat est à rapprocher du constat expérimental fait précédemment. En effet, le frotteur ne grince qu'en phase aller et non en phase retour. L'angle d'incidence correspondant à la phase aller se situe dans la plage instable. Lorsque le frotteur est dans sa phase retour, l'excitation est désormais dans la direction opposée. L'angle d'incidence alors perçu par le système est différent et correspond à l'opposé de l'angle précédent modulo 180° . Le système est alors stable et ne grince pas. Par ailleurs, une raideur en traction-compression du frotteur faible ou forte n'entraîne aucun bruit, contrairement à une raideur moyenne, qui engendre une instabilité pouvant se traduire par un bruit de grincement (figure 4.e). De la même manière, les autres paramètres de conception tels que les masses, les raideurs de flexion, ou les amortissements ont une influence sur la stabilité du système et a fortiori sur l'apparition de grincement.

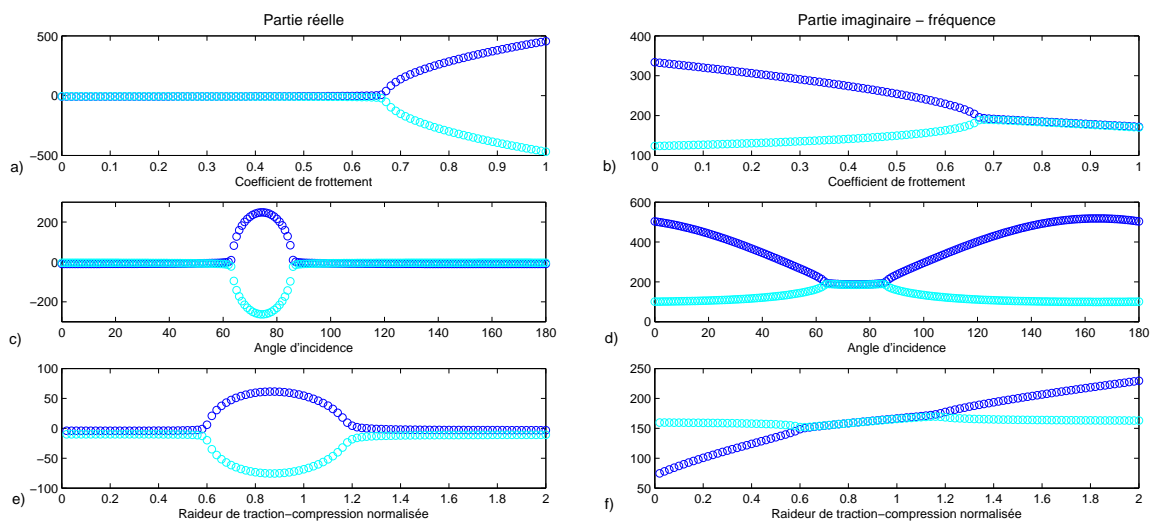


FIG. 4 – Evolution des parties réelle et imaginaire des valeurs propres avec a) et b) le coefficient de frottement, c) et d) l'angle d'incidence et e) et f) la raideur de traction-compression normalisée

Cette étude modale permet donc de voir en quoi une infime variation de l'un des paramètres de conception peut rendre grinçant un système qui ne l'était pas auparavant et vice-versa. En revanche, certaines sensibilités ne peuvent pas être expliquées par cette étude modale. En effet, les sensibilités au préchargement F et à la vitesse V ne peuvent être mises en avant respectivement à cause de la linéarisation effectuée autour de la position d'équilibre ([3],[7]) et de la prise en compte d'une loi de frottement indépendante de la vitesse relative.

3.3 Etude temporelle

3.3.1 Principe de résolution

Précédemment, des hypothèses liées à la linéarisation étaient effectuées. Ici, il s'agit d'approximer le comportement réel du modèle par des simulations temporelles. La loi de frottement utilisée impose un coefficient de frottement dynamique indépendant de la vitesse relative et inférieur au coefficient de frottement statique du système. Trois états de contact sont désormais considérés : le glissement, l'adhérence et le décollement. L'algorithme utilisé pour la résolution pas à pas peut être décomposé en trois phases ([6],[7]), correspondant à ces trois états de contact. Lors de ces phases, les équations de mouvement sont résolues grâce au schéma d'intégration explicite de Newmark.

3.3.2 Réponse pour un profil de vitesse constant

Selon les configurations, on observe trois types de réponse présentés en figure 5. La première est une réponse dont l'amplitude s'atténue dans le temps à cause de l'amortissement. Le système est alors constamment dans un état de glissement et finit par retrouver une position d'équilibre. La deuxième est une réponse comportant des phases à la fois de glissement mais aussi d'adhérence, que l'on retrouve dans la littérature sous le nom de stick-slip. Enfin, la troisième est une réponse dont l'amplitude va croître de manière exponentielle jusqu'à atteindre un niveau limite. Lors de la divergence, seul le glissement régit le mouvement, alors que ce sont les phénomènes d'adhérence et de décollement qui stabilisent le niveau par la suite. On parle alors de cycle limite.

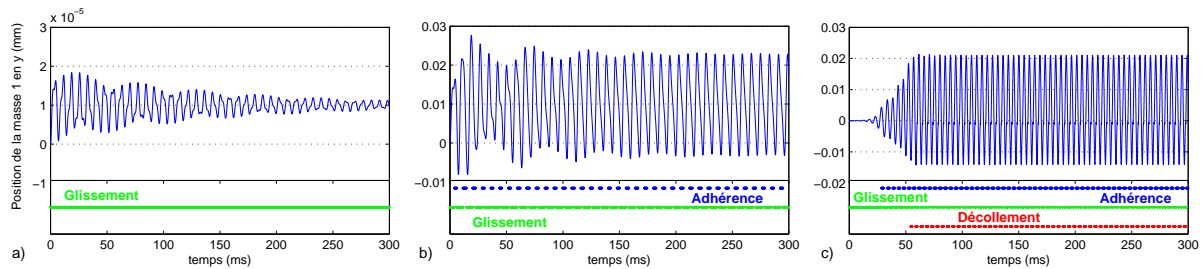


FIG. 5 – Réponse du système pour trois configurations différentes

Selon les configurations, des phases de glissement, d'adhérence et de décollement peuvent apparaître. Lorsque la réponse devient périodique ou quasi-périodique, il est intéressant d'étudier les proportions de chacune de ces phases. Ainsi, les taux de glissement, d'adhérence et de décollement sont définis. Ces taux représentent en pourcentage le rapport entre la durée d'un état de contact et la durée de la fenêtre de temps étudiée. La figure 6 montre ces différents taux pour une large palette de configurations en préchargement et vitesse. A titre d'exemple, on observe que lorsque le préchargement est important et que la vitesse est faible, l'état de contact prédominant est l'adhérence. Les trois cartes représentent trois angles d'incidence différents (30° , 70° et 150°) et font apparaître des dissemblances remarquables entre les profils des nappes de ces trois cartes. Ainsi, l'extrême sensibilité du comportement vibratoire de ce système frottant vis-à-vis du préchargement, de la vitesse et de l'angle d'incidence, est mise en avant par cette représentation des états de contact.

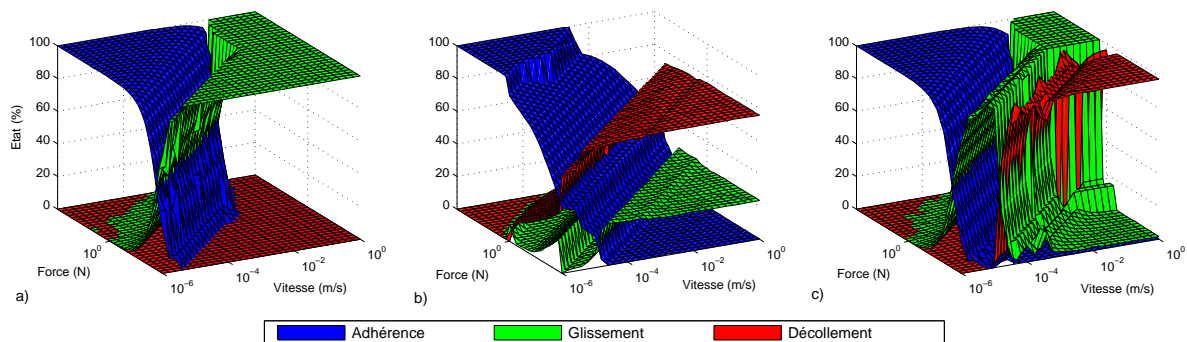


FIG. 6 – Taux de glissement, d'adhérence et de décollement pour a) $\alpha = 30^\circ$, b) $\alpha = 70^\circ$ et c) $\alpha = 150^\circ$

3.3.3 Réponse pour un profil de vitesse sinusoïdal

Afin de se rapprocher au mieux des conditions expérimentales présentées précédemment, un profil de vitesse sinusoïdal est désormais imposé au système. Selon les configurations, on observe trois types de réponse, chacun étant représenté en figure 7 sur laquelle on observe le déplacement en y de la masse 1. Les bruits de grincement étant reliés directement au comportement vibratoire du système, il est alors possible de retrouver par le modèle de principe les trois cas exposés lors de l'étude expérimentale.

En figure 7.a, le niveau vibratoire observé est quasiment nul, le niveau de pression rayonnée le sera tout autant. En figures 7.b et 7.c, les niveaux vibratoires étant importants et les fréquences dans le domaine audible, un bruit de grincement sera potentiellement perçu. Par ailleurs, les allures des niveaux vibratoires observés rappellent celles des courbes de pression des deux bruits de grincement présentés lors de l'étude expérimentale. Le modèle étudié permet donc de retrouver les différentes typologies de bruit observées expérimentalement. Ces différents cas étant obtenus suite à une modification des paramètres de conception du système, cela illustre bien la sensibilité de l'apparition du grincement ou de la nature même du grincement vis-à-vis de ces paramètres.

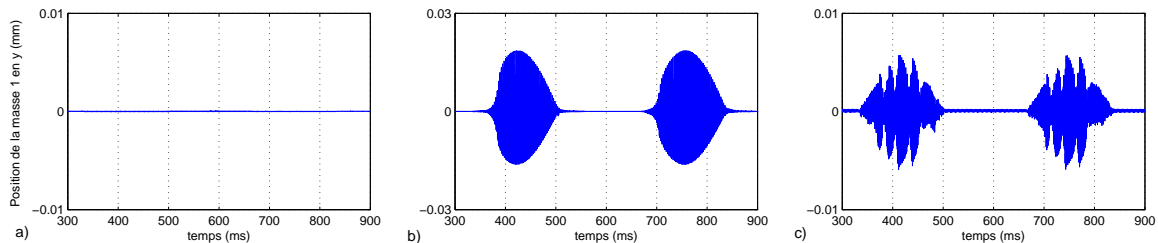


FIG. 7 – Comportement vibratoire simulé dans trois configurations numériques différentes

4 Conclusions

Tout d'abord, un dispositif expérimental a été mis en place de manière à reproduire des bruits de grincement à partir de structures simples et à observer sa sensibilité vis-à-vis de paramètres de conception et d'environnement. L'extrême sensibilité à ces divers paramètres se révèle être à l'origine de la nature fugace du grincement. Ensuite, un modèle de principe numérique a été développé afin de retrouver et d'expliquer la sensibilité du comportement vibratoire du système et a fortiori du grincement vis-à-vis des paramètres de conception du modèle. Une analyse de stabilité linéaire a permis de mettre en avant le fait que la stabilité du système était dépendante de quasiment tous les paramètres de conception et que la moindre variation de l'un de ces paramètres pouvait rendre bruyant un système qui ne l'était pas. La nature fugace du grincement est ainsi partiellement expliquée par le phénomène d'instabilité modale. Par exemple, en prenant l'angle d'incidence comme paramètre de contrôle, il est possible de mettre en avant des plages de valeurs pour lesquelles le système grince ou non. Ces résultats rejoignent le constat expérimental qui consiste à remarquer que le système grince uniquement quand le frotteur est en phase aller. Des simulations temporelles ont également été réalisées. En permettant une visualisation de la répartition des états de contact, ces simulations ont, dans un premier temps, montré la sensibilité du comportement vibratoire du système vis-à-vis de paramètres de conception tels que l'angle d'incidence, le préchargement et la vitesse imposée. Dans un second temps, ces simulations ont permis de retrouver les différents comportements vibratoires à l'origine des divers bruits de grincement observés en essais.

Références

- [1] Akay, A. Acoustics of friction. *Journal of Acoustical Society of America*. 111 1525-1548, 2002
- [2] Antunes, J. Simulation of the oscillation regimes of bowed bars : a non-linear modal approach. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation* 8 :77-95, 2003
- [3] Chambrette, P. Stabilité des systèmes dynamiques avec frottement sec : Application au crissement des freins à disque. *Thèse Centrale Lyon*, 1991
- [4] Fritz, G. Etude des phénomènes de crissement pour les freins automobiles. *Thèse Centrale Lyon - Renault*, 2007
- [5] Kinkaid, N.M. Automotive disk brake squeal. *Journal of Sound and Vibration* 267 :105-166, 2003
- [6] Linck, V. Modélisation numérique temporelle d'un contact frottant. *Thèse INSA Lyon*, 2005
- [7] Meziane, A. Instabilities generated by friction in a pad-disc system during the braking process. *Tribology International* 40 :1127-1136, 2007